



⑮ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Übersetzung der
europäischen Patentschrift**

⑧ **EP 0 770 192 B 1**

⑩ **DE 695 05 983 T 2**

⑤ Int. Cl.⁶:
F 16 H 1/32
F 16 H 55/08

⑳	Deutsches Aktenzeichen:	695 05 983.1
㉑	PCT-Aktenzeichen:	PCT/CA95/00444
㉒	Europäisches Aktenzeichen:	95 929 700.3
㉓	PCT-Veröffentlichungs-Nr.:	WO 96/04493
㉔	PCT-Anmeldetag:	26. 7. 95
㉕	Veröffentlichungstag der PCT-Anmeldung:	15. 2. 96
㉖	Erstveröffentlichung durch das EPA:	2. 5. 97
㉗	Veröffentlichungstag der Patenterteilung beim EPA:	11. 11. 98
㉘	Veröffentlichungstag im Patentblatt:	29. 7. 99

⑬ Unionspriorität:

2129188 29. 07. 94 CA

⑭ Patentinhaber:

Ikona Inc., Edmonton, Alberta, CA; Ikona Gears Ltd.,
Nicosia, CY

⑮ Vertreter:

Wenzel & Kalkoff, 58452 Witten

⑯ Benannte Vertragsstaaten:

AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LI, LU, MC,
NL, PT, SE

⑰ Erfinder:

KORIAKOV-SAVOYSKY, Boris, A., Dnepropetrovsk,
320107, UA; ALEKSAHIN, Igor, V.,
Sankt-Petersburg, 198332, UA; VLASOV, Ivan, P.,
Dnepropetrovsk, 320006, UA

⑱ **GETRIEBESYSTEM**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

DE 695 05 983 T 2

DE 695 05 983 T 2

30.01.99

- 1 -

695 05 983.1-08 (05592.5)
EP 0 770 192

Beschreibung

5

Die Erfindung betrifft ein Getriebesystem. Insbesondere betrifft die Erfindung ein Hohlradpaarsystem, z.B. in einem Planetenradsystem.

- 10 Planetenrad- oder epizyklische Getriebesysteme als Unter-
setzungsgetriebe sind keinesfalls neu. Beispiele solcher
Systeme wurden in den US-Patenten Nr. 546,249 (D.S. Regan,
10. September 1895); 1,693,154 (J. Newmann, November 27,
1928); 2,037,787 (J.W. Hughes, 21. April 1936); 2,049,696
15 (E.A.M. Fliesberg, 4. August 1936); 2,250,259 (B. Foole,
Jr., 22. Juli 1941) und 5,277,672 (Droulon et al, 11. Janu-
ar 1994) beschrieben.

- Ein Anwendungsbeispiel eines Hohlradpaarsystems ist die
20 Verwendung in einem Planetengetriebesystem. Zu den grund-
sätzlichen Elementen eines Planetengetriebesystems gehören
ein Hohlrad, das einen Zahnkranz darstellt, und ein Ritzel,
das eine geringere Anzahl von Zähnen aufweist als das Hohl-
rad. Wenn das Ritzel angetrieben wird, dann greifen dessen
25 Zahnräder in die Zähne des Hohlrads ein, das sie damit an-
treiben. Bei der Herstellung von Hohlradpaarsystemen sind
zwei der zu berücksichtigenden Hauptprobleme (i) der Unter-
schnitt zwischen den Köpfen der Zähne und (ii) der gute
Kontakt zwischen den Zähnen zur Gewährleistung der maxima-
30 len Drehmomentübertragung. Manchmal ist es auch wünschens-
wert, das Zähnezahlverhältnis so eng wie möglich zu gestal-
ten. Das kann nur erzielt werden, wenn der Unterschied zwi-
schen der Zähnezahl des Ritzels und der Zähnezahl des Hohl-
rads minimal ist. Idealerweise sollte es möglich sein, den
35 Unterschied zwischen der Zähnezahl des Hohlrads und der
Zähnezahl des Ritzels auf 1 zu reduzieren. Häufige Probleme

30.01.99

- 2 -

bei solchen Hohlradpaarsystemen sind der Unterschnitt zwischen den Köpfen und der geringe Kontakt zwischen den Zähnen des Getriebes.

5 Eine Aufgabe der Erfindung ist, für die erwähnten Probleme Lösungen in Form eines Hohlradpaarsystems zu finden, wobei kein Kopfunterschnitt auftritt, auch wenn der Unterschied zwischen den Zähnen des Hohlrads und den Zähnen des Ritzels lediglich 1 beträgt.

10

Eine weitere Aufgabe der Erfindung ist; ein Hohlradpaarsystem zu schaffen, in dem die Zähne des Ritzels zu denen des Hohlrads konjugiert sind und in dem ein hohes Kontaktverhältnis besteht, so daß die Rotationskraft zwischen einer Mehrzahl von Zahnpaaren aufgeteilt wird.

15

Eine weitere Aufgabe der Erfindung ist, ein Hohlradpaarsystem zu schaffen, in dem die Möglichkeit des Rückfederns zwischen Ritzel und Hohlrad auf ein Minimum reduziert oder ganz ausgeschaltet wird.

20

Folglich betrifft die Erfindung ein Hohlradpaarsystem wie es in GB-A-11 01522 offenbart wurde, bestehend aus einem Ritzel, einer ersten Verzahnung auf dem genannten Ritzel; einem Hohlrad; einer zweiten Verzahnung auf dem genannten Hohlrad die zur Rotation des genannten Hohlrads durch das genannte Ritzel in die erste Verzahnung eingreift, wobei das genannte Hohlrad mindestens einen Zahn mehr aufweist als das genannte Ritzel und wobei der einzige Kontakt zwischen den genannten ersten und zweiten Verzahnungen ausschließlich auf einer Seite der Linie besteht, die diametrisch durch die Zentren des genannten Ritzels und das genannte Hohlrad läuft, dadurch gekennzeichnet, daß die genannte erste Verzahnung zu der genannten zweiten Verzahnung konjugiert ist und daß der Eingriffswinkel am Kopf jedes

30
35

30.01.99

- 3 -

Zahnes der genannten zweiten Verzahnung zwischen 2 und 16 Grad beträgt.

Der Begriff "konjugiert" bezeichnet eine Zahnform, bei der
5 zwei ineinandergreifende Verzahnungen dieser Form ein konstantes Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten der jeweiligen Räder aufweisen, so daß wenn z.B. das Antriebsritzel eine konstante Winkelgeschwindigkeit aufweist, auch das angetriebene Zahnrad stets eine exakt konstante Winkelgeschwindigkeit aufweist.
10

Eine konkrete Ausführung des Hohlradpaarsystems ist ein Planetenradsystem, das die oben beschriebenen Elemente enthält.
15

Die Erfindung wird nachstehend unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben, die eine bevorzugte Ausführungsform der Erfindung darstellen. In den Zeichnungen zeigen:
20

Fig. 1 einen schematischen Längsschnitt durch ein erfindungsgemäßes Planetenradsystem;

Fig. 2 einen Querschnitt im wesentlichen entlang der Linie II-II in Fig. 1, wobei manche Teile ausgelassen sind;
25

Fig. 3 eine schematische Vorderansicht der Kopfkreise für das Ritzel und das Hohlrad eines Hohlradsystems;

Fig.

4-6 schematische Vorderansichten der überlappenden Flächen der Kopfkreise mit den Zahnkontaktlinien für eine konventionelle Evolventenverzahnung;
30

Fig.

7-8 schematische Vorderansichten der überlappenden Flächen der Kopfkreise mit den Zahnkontaktlinien für die in den in Fig. 1 und 2 dargestellten Pla-
35

netenradsystemen angewandten Hohlradpaare;

Fig. 9 eine schematische Vorderansicht der Kopfkreise für die erfindungsgemäßen Hohlradpaare mit einem Zahnprofil des Hohlrads.

5

In bezug auf Fig. 1 und 2 enthalten die grundsätzlichen Elemente eines erfindungsgemäßen Hohlradpaarsystems ein allgemein als 1 bezeichnetes Gehäuse, worin eine Eingangswelle 2 mit einem darauf befindlichen Exzenter 3 untergebracht ist, einen Planeten 4, der ein Hohlrad 5 auf einem Rad 6 antreibt, und eine Ausgangswelle bzw. angetriebene Welle 7, die über Rad 6 mit Hohlrad 5 verbunden ist.

Das Gehäuse 1 wird von einem Paar zylindrischer Gehäuseteile 9 und 10 gebildet. Zu Gehäuseteil 9 gehören eine zylindrische Seitenwand 11, eine äußere Endwand 12 und ein ringförmiger Flansch 13 an deren offenem inneren Ende. Zu Gehäuseteil 10 gehören eine zylindrische Seitenwand 14, eine Endwand 15 und eine Hülse 16, die von der Endwand 15 nach außen verläuft. Die Gehäuseteile 9 und 10 sind durch eine Mehrzahl an Schrauben 18 (zwei gezeigt) miteinander verbunden, die durch den ringförmigen Flansch 13 in das offene Ende 19 des Gehäuseteils 10 verlaufen.

Die Eingangswelle 2 verläuft durch eine Öldichtung 20 an der Endwand 12 des Gehäuseteils 9 und ein Kugellager 21 in der Endwand. Der Exzenter 3 auf der Eingangswelle 2 trägt den Planeten 4, der durch die Kugellager 22 und 23 in Gehäuse 1 vom Exzenter getrennt ist. Auf der Welle an jedem Ende des Exzenters 3 sind Gegengewichte 35 vorgesehen.

Zu Planet 4 gehört ein erstes Ritzel mit Verzahnung 26 an dessen Eingangsende, worin eine ringförmige Zahnreihe 28 auf einem Flansch 29 eingreift, der am offenen inneren Ende des Gehäuseteils 9 radial nach innen verläuft. Die Verzahnung

nung 30 am Ausgangsende des Planeten 4 greift in Verzahnung 32 an Hohlrad 5 ein.

Hohlrad 5 wird von einem radial nach innen verlaufenden Flansch am offenen Ende von Rad 6 abgegrenzt. Wie am besten in Fig. 1 dargestellt wird, gehört zu dem Rad 6 eine Seitenwand 33, die mit Hohlrad 5 und einer Endwand 34 ein Stück bildet. Ein Außenring 36 verläuft nach außen von der Endwand 34, um ein Lager 37 aufzunehmen, welches das innere Ende der Eingangswelle 2 stützt.

Die Welle 7 verläuft nach außen durch Lager 40, das in Hülse 16 des Gehäuseteils 10 befestigt ist, und durch eine ringförmige Öldichtung 41.

Im Betrieb führt die Rotation der Eingangswelle 2 zur epizyklischen Bewegung des Planeten 4 in Hohlrad 5. Dadurch werden Rad 5 und folglich auch die Ausgangswelle 7 mit verringerter Geschwindigkeit angetrieben, die sich nach der Zähnezahl der beiden Hohlradpaare richtet. Fig. 3 zeigt die Kopfkreise eines Hohlradpaares wie dem Ritzel und Hohlrad, dessen Verzahnung in Fig. 1 als 26 und 28 bezeichnet wird, oder dem Ritzel und Hohlrad, dessen Verzahnung als 30 und 32 bezeichnet wird. Wie Fig. 3 zeigt, ist die Überlappungsfläche 44 zwischen Kopfkreis 45 der Verzahnung des Ritzels und der Kopfkreis 46 des Hohlrads halbkreisförmig. Die Fläche 44 ist die einzige Überlappungsfläche, und daher muß der Zahnkontakt in einer solchen Fläche zustande kommen. Eine durch die Radmitten 50 und 51 (Ritzel bzw. Hohlrad) laufende Linie 48 schneidet die Kopfkreise 45 und 46 an Punkten 52 bzw. 53. Die Arbeitstiefe der Verzahnung ist die Entfernung zwischen den Punkten 52 und 53.

In einem Hohlradpaarsystem liegt der Wälzpunkt auf der Mittellinie so, daß die Entfernungen zu den Radzentren dasselbe Verhältnis aufweisen wie die Zähnezahl. Wenn der Kon-

taktweg die Mittellinie schneidet, muß dies am Wälzpunkt geschehen. Bei konventionellen Radpaaren liegt der Wälzpunkt zwischen den Kopfkreisen, nämlich zwischen Punkten 52 und 53 in Fig. 4. Bei einem konventionellen Radpaarsystem mit Evolventenverzahnung bildet der Kontaktweg 55 (Fig. 4) eine Gerade zwischen Ritzel und Hohlrad durch den Wälzpunkt, der meistens zwischen den Punkten 52 und 53 liegt. Bei einer Drehung im Uhrzeigersinn und Ritzelantrieb beginnt der Kontakt am linken Ende des Kontaktwegs 55, wo der Weg den Kopfkreis 46 des Hohlrads schneidet. Der Kontakt endet an dem Punkt, an dem der Kontaktweg 55 den Kopfkreis 45 des Ritzels schneidet. Die in Fig. 4 dargestellte Anordnung ist die üblichste, wobei der Wälzpunkt zwischen Punkten 52 und 53 liegt. Wenn der Wälzpunkt mit Punkt 52 übereinstimmt (Fig. 5), kommt es überall zum Anlauf, und wenn der Wälzpunkt mit Punkt 53 übereinstimmt (Fig. 6), kommt es überall zum Austritt. Wenn das Antriebsritzel entgegen dem Uhrzeigersinn gedreht wird, sind die Kontaktwege die Spiegelbilder des in Fig. 4 und 5 dargestellten Kontaktwegs.

Wenn der Unterschied zwischen den Zahnanzahlen ($N_2 - N_1$) für ein Radpaarsystem mit Evolventenverzahnung weniger als ca. sechs beträgt (wobei N_2 die Zahl der Hohlradzähne und N_1 die Zahl der Ritzelzähne darstellt), dann kommt es gewöhnlich zu Kopfunterschnitt oder Anstoßen. Die Zahnköpfe des Ritzels stoßen an einem Punkt, der nicht auf der Mittellinie 48 liegt, auf die Zahnköpfe des Hohlrads. Ein Radpaar mit derartigem Unterschnitt ist nicht verwendbar.

Wie am besten in Fig. 7 dargestellt wird, wird im gegenwärtigen Fall eine konjugierte Zahnform verwendet, wobei der Wälzpunkt immer auf der Linie 48 außerhalb der zwischen Punkten 52 und 53 befindlichen Fläche liegt. Es ist zu beachten, daß wenn die Kontaktlinie 60 bei Drehung im Uhr-

zeigersinn verlängert wird, sie die Mittellinie 48 über der Überlappungsfläche der Kopfkreise 45 und 46 schneidet. Dasselbe gilt für die Rotation in der entgegengesetzten Richtung (Fig. 8), wobei die Verlängerung der Kontaktlinie 61

5 die Mittellinie 48 über der Überlappungsfläche der Kopfkreise 45 und 46 schneidet. Der Wälzpunkt liegt auf der Mittellinie 48 über Punkt 52, und der Wälzpunktradius R_{p1} des Ritzels ist größer als der Wälzpunktradius $RT1$ des Ritzels. Wenn das Verhältnis ($R_{p1} / RT1$) richtig gewählt

10 wird, ist es möglich, Kopfunterschnitt zu verhindern, auch wenn der Zähnezahlnunterschied ($N2-N1$) nur 1 beträgt.

Da der Wälzpunkt nicht in der halbmondförmigen Fläche 44 (Fig. 3) liegt, wo der Zahnkontakt stattfindet, kann der

15 Kontaktweg (Linie 60 oder 61) unmöglich durch den Wälzpunkt führen. Wie in Fig. 9 beim Kontaktweg dargestellt, haben die Erfinder eine Kurve 60 gewählt, die an einem Punkt 63 am Kopfkreis 46 des Hohlrads beginnt und an Punkt 66 am Kopfkreis 45 des Ritzels endet. Es wurde eine Kurve für den

20 Kontaktweg mit einem Kurvenradius gewählt, der etwa dem mittleren Wert der Wälzkreisradien 0,5 ($R_{p1} / RT2$) entspricht, so daß die Kurve vollständig im Kontakthalbkreis liegt. Das Kontaktverhältnis der Verzahnungen richtet sich im wesentlichen nach der Länge des Kontaktweges. Indem man

25 die Kontaktkurve so lang wie möglich wählt, wird daher ein hohes Kontaktverhältnis erzielt.

Wie bereits erwähnt, ist der Kontaktweg 61 bei Drehung im Uhrzeigersinn (Fig. 8) das Spiegelbild von Kontaktweg 60

30 bei Drehung entgegen dem Uhrzeigersinn. Wie am besten in Fig. 2 dargestellt wird, sind die Zahnprofile so gestaltet, daß bei Drehung der Räder im Uhrzeigersinn bei Ritzelantrieb die rechten Zahnflanken des Ritzels entlang der Linie bzw. Kurve 60 Kontakt aufnehmen und die linken Zahnflanken

35 entlang der Linie bzw. Kurve 61 Kontakt aufnehmen. Da die

Kontakte gleichzeitig stattfinden, gibt es kein Flankenspiel. Ein wichtiges Merkmal der Erfindung ist, daß kein Kontakt entsteht, wenn die Verzahnungen durch die Mittellinie 48 laufen.

5

Wenn das Verhältnis (R_{p1} / R_{T2}) genügend groß ist, konnte festgestellt werden, daß kein Kopfunterschnitt auftritt. Wenn das Verhältnis jedoch größer wird, dann wurde festgestellt, daß die Zahndicke abnimmt. Der optimale Wert für
10 das Verhältnis ist daher der kleinste Wert, bei dem es nicht zu Kopfunterschnitt kommt. Die nachfolgenden aufgeführten Werte haben sich gut bewährt.

15

$N_2 - N_1 > 7$	$R_{p1}/R_{T1} = 1.03$
$N_2 - N_1 = 7$	$R_{p1}/R_{T1} = 1.05$
$N_2 - N_1 = 6$	$R_{p1}/R_{T1} = 1.07$
$N_2 - N_1 = 5$	$R_{p1}/R_{T1} = 1.10$
$N_2 - N_1 = 4$	$R_{p1}/R_{T1} = 1.15$
$N_2 - N_1 = 3$	$R_{p1}/R_{T1} = 1.25$
$N_2 - N_1 = 2$	$R_{p1}/R_{T1} = 1.40$

20

Alle oben aufgeführten Werte wurden hauptsächlich gewählt, um den Kopfunterschnitt zu vermeiden. Bei $N_2 - N_1$ -Werten von
25 sechs oder mehr stellt der Kopfunterschnitt allgemein kein Problem dar, aber wenn das Verhältnis (R_{p1} / R_{T1}) größer als 1 ist, wird der Kontaktweg länger als wenn der Wälzpunkt zwischen den Punkten 52 und 53 liegt, was ein höheres Kontaktverhältnis darstellt.

30

Bei $N_2 - N_1 = 1$ wird das Verhältnis (R_{p1} / R_{T1}) gewählt, um zwei Ziele zu erreichen, nämlich (i) kein Kopfunterschnitt und (ii) genügend Abstand (c) zwischen den Zahnköpfen an den entgegengesetzten Enden der Mittellinie (d.h. Entfernung
35 nung zwischen dem Unterteil der Kopfkreise 45 und 36 in

Fig. 3). Um die Forderung nach dem Abstand zu erfüllen, sollte der Wälzkreisradius des Ritzels nach folgender Formel gewählt werden:

$$R_{p1} = N_1(W_D + cl)/2$$

wobei W_D die Arbeitstiefe der Verzahnung 44 (Entfernung zwischen den Punkten 52 und 53) darstellt und cl den oben genannten Abstand darstellt. Bei größeren N_1 -Werten (typischerweise über 200) kann es aber notwendig sein, den R_{p1} -Wert zu vergrößern, um Kopfunterschnitt zu verhindern. Der Wert sollte dann gemäß folgender Formel berechnet werden:

$$R_{p1}/R_{T1} = 1.84 + (N_1/1000)$$

Es ist vorzuziehen, beide Werte zu berechnen und dann den größeren Wert zu benutzen. Sobald der R_{p1} -Wert feststeht, kann der Wert der Entfernung C zwischen den Mittelpunkten 50 und 51 gemäß folgender Formel berechnet werden:

$$C = R_{p1}(N_2 - N_1)/N_1$$

In bezug auf Fig. 9 findet der erste Kontakt zwischen den Verzahnungen an Punkt 63 statt, wobei die gemeinsame Normale 64 am Kontaktpunkt durch den Wälzpunkt 65 führt. Der Winkel zwischen dem Radius des Hohlrads (Linie zwischen den Punkten 51 und 63 in Fig. 9) und der Linie 64 beträgt $90 - \phi_{T2}$ Grad, wobei ϕ_{T2} den Profilwinkel (bzw. Eingriffswinkel) am Kopf der Hohlradverzahnung darstellt. Der Punkt 63 wird so gewählt, daß ϕ_{T2} einen geeigneten Wert aufweist, d.h. typischerweise zwischen 2 und 16 Grad und vorzugsweise 8 Grad, wobei sehr gute Erfahrungen gemacht worden sind.

Ähnlich beträgt der Winkel zwischen dem Radius des Ritzels

(Linie zwischen den Punkten 50 und 66) und einer (nicht dargestellten) Linie zwischen den Punkten 66 und 65, wenn der Kontakt an Punkt 66 endet, $90 - \phi_{T1}$ Grad, wobei ϕ_{T1} den Profilwinkel am Kopf darstellt. Der Punkt 66 wird so gewählt, daß ϕ_{T1} einen geeigneten Wert aufweist, d.h. typischerweise zwischen 30 und 40 Grad und vorzugsweise 35 Grad, wobei gute Erfahrungen gemacht worden sind.

Die Kontaktkurve zwischen den Punkten 63 und 66 kann eine beliebige glatte Kurve darstellen, in der die Entfernung zu Punkt 50 (Mitte des Ritzels) monoton zunimmt, während sich der Kontakt von 63 auf 66 verschiebt. Eine für diesen Zweck geeignete Kurve ist die archimedische Spirale. Ihre Formel lautet $R_1 = R_{10} + k\theta$, wobei R_{10} und k die Konstanten darstellen und θ den Winkel am Pol darstellt. Sobald der Kontaktweg gewählt worden ist, kann man die konjugierten Zahnprofile des Ritzels und des Hohlrads nach den Methoden der konventionellen Zahnradgeometrie berechnen.

Die oben beschriebene Zahnform kann in jedem Zahnradgetriebe mit Hohlradpaaren und insbesondere in Planetenradsystemen Anwendung finden. Die Vorteile dieser Zahnform sind am wichtigsten, wenn die Zähnezahln groß und $N_2 - N_1$ klein ist. Bei dem in Fig. 1 und 2 abgebildeten Zahnradgetriebe greift das linke Ritzel des Planeten 4 in ein starres Hohlrad im Gehäuse ein, während das rechte Ritzel in ein rotierendes Hohlrad 5 eingreift, das mit der Ausgangswelle 7 im dargestellten Zahnradgetriebe verbunden ist. In dem dargestellten Zahnradgetriebe ist die mittige Entfernung (zwischen Radmitte und Radmitte) gering, so daß der Planetenträger normalerweise durch einen Exzenter ersetzt werden würde. Das Untersetzungsverhältnis für das Zahnradgetriebe ist $N_1 N_4 / (N_1 N_4 - N_2 N_3)$, wobei N_1 bis N_4 die Zähnezahln am linken Ritzel des Planeten 4, am festen Hohlrad, am rechten Ritzel des Planeten 4 und am drehbaren Hohlrad 5

bezeichnen. Die Zähnezahl-Unterschiede $N_2 - N_1$ und $N_4 - N_2$ können so gering wie 1 sein, wobei eine sehr große Auswahl an Untersetzungsverhältnissen zur Verfügung steht. Die Werte für $N_1 - N_4$ können für alle Untersetzungsverhältnisse
 5 zwischen 9 und 5000 mit einer Fehlerrate von weniger als 0,1 % gefunden werden. Wenn es erforderlich ist, daß sich die Ausgangswelle in entgegengesetzter Richtung von der Eingangswelle dreht, dann können die Zähnezahlen in einem beliebigen Verhältnis zwischen -9 und -5000, ebenfalls mit
 10 einer Fehlerrate von weniger als 0,1 %, gewählt werden.

Ebenfalls bei der Berechnung der Zahnradparameter für das erfindungsgemäße Getriebesystem zu berücksichtigen ist die Berechnung des Moduls (m_1) und des Ritzel-Kopfkreisradius
 15 (R_{T1}).

Modul und Ritzel-Kopfkreisradius: Wenn das Modul m_1 gewählt ist, dann wird der Ritzel-Kopfkreisradius wie folgt ausgedrückt:

$$20 \quad m_1 = R_{T1} / (0.5N_1 + 1)$$

Dieses Verhältnis zwischen dem Modul und dem Kopfkreisradius ist für normale außenverzahnte Räder typisch. Die Größe
 25 der Räder richtet sich effektiv danach, welche Werte man für diese Parameter wählt.

Die Formel für den Ritzel-Kopfkreisradius R_{p1} ist oben angegeben. Der mittige Abstand C (die Entfernung zwischen
 30 Mitte Ritzel 50 und Mitte Hohlrad 51) lautet wie folgt:

$$C = R_{p1} (N_2 - N_1) / N_1$$

wobei N_2 die Zähnezahl im Hohlrad und N_1 die Zähnezahl im
 35 Ritzel darstellen.

Ein Wert für die Arbeitstiefe (WD) wird gewählt. Werte von ca. 1,5m bis 2,0m sind typisch für konventionelle Hohlradpaare, und für das erfindungsgemäße Hohlradpaar hat sich ein Wert von 1,6m sehr gut bewährt. Der Kopfkreisradius RT2
 5 des Hohlrads wird durch folgende Formel ausgedrückt:

$$R_{T2} = C + R_{T1} - WD$$

Abstand: Der als cl ["clearance"] bezeichnete Abstand ist
 10 der Abstand zwischen den Zahnköpfen auf der Mittellinie am Ende der Linie gegenüber dem Wälzpunkt; er ist immer ausreichend, wenn N2-N1 größer ist als 1. Ist N2-N1 = 1, dann muß der Wert für Rp1 so gewählt werden, daß genügend Abstand entsteht. Der Wert von 0,4m wird als Mindestabstand
 15 gewählt.

Zahnhöhen: Die Zahnhöhen der Räder werden so gewählt, daß ein Fußabstand von 0,35m entsteht. Der Fußabstand ist die Entfernung zwischen dem Fußkreis eines Rades und dem Kopfkreis des anderen Rades, gemessen am Wälzpunktende der Mittellinie. Um einen Abstand von 0,35m zu erhalten, werden
 20 die Fußkreisradien Rroot1 und Rroot2 wie folgt errechnet:

$$R_{root1} = R_{T2} - C - 0.35m_1$$

25

$$R_{root2} = R_{T1} + C + 0.35m_1$$

Zahndicke: Die Zahndicke des einen Zahnrads kann beliebig gewählt werden, und die Zahndicke des anderen Zahnrads ergibt sich dann aus dem Umstand, daß es kein Flankenspiel
 30 gibt.

Ist R1 der Ritzelradius auf vier Zehntel der Entfernung am aktiven Profil des Ritzels, gemessen vom niedrigsten Punkt,
 35 an dem Kontakt besteht, dann wird R1 durch folgende Formel

ausgedrückt:

$$R_1 = 0.6 R_{L1} + 0.4 R_{T1}$$

- 5 wobei R_{L1} den Radius am niedrigsten Punkt darstellt, an dem Kontakt stattfindet, und wobei R_{T1} den Kopfkreisradius darstellt. Die Zahndicken werden so gewählt, daß die Ritzel-Zahndicke an Radius R_1 der Hohlrad-Zahndicke an Radius R_2 (dem Radius am Hohlrad an dem Punkt, der das Ritzel an
- 10 Radius R_1 berührt) entspricht. Der Faktor 4/10 wurde für Zähne gewählt, bei denen es schien, daß die Zahnstärken des Ritzels und des Hohlrades nahezu gleich waren.

Nachstehend folgen die Kontaktverhältnisse für Hohlradpaare
15 mit den oben beschriebenen Zahnformen

(N2-N1)						
	1	2	3	4	5	6
N1	CONTACT RATIO					
40	2.55	2.37	2.27	2.14	2.05	1.98

20

[Fortsetzung]

(N2-N1)						
	1	2	3	4	5	6
N1	CONTACT RATIO					
60	3.55	3.19	2.98	2.73	2.55	2.41
80	4.54	4.00	3.68	3.31	3.04	2.82
100	5.54	4.81	4.38	3.89	3.52	3.22
150	8.03	6.83	6.11	5.31	4.70	4.20
200	10.51	8.85	7.85	6.72	5.87	5.17
250	13.03	10.86	9.58	8.14	7.03	6.13
300	15.65	12.87	11.31	9.55	8.20	7.09

25

30

Obenstehend ist N_1 die Zähnezah am Ritzel, N_2 die Zähnezah am Hohlrad und $N_2 - N_1$ ist der Unterschied zwischen den
35 Zähnezahlen.

30.01.99

- 14 -

695 05 983.1-08 (05592.5)
EP 0 770 192

Ansprüche

5

1. Hohlradpaarsystem, bestehend aus einem Ritzel (4);
einer ersten Verzahnung (30) auf dem genannten Ritzel
10 (4); einem Hohlrad (5); einer zweiten Verzahnung (32)
auf dem genannten Hohlrad (5), die zur Rotation des
genannten Hohlrads (5) durch das genannte Ritzel (4)
in die genannte erste Verzahnung eingreift; wobei das
genannte Hohlrad (5) mindestens einen Zahn (32) mehr
aufweist als das genannte Ritzel (4) und wobei der
15 einzige Kontakt zwischen den genannten ersten und
zweiten Verzahnungen (30, 32) ausschließlich auf ei-
ner Seite der Linie (48) besteht, die diametrisch
durch die Zentren (50, 51) des genannten Ritzels (4)
und das genannte Hohlrad (5) läuft, dadurch gekenn-
20 zeichnet, daß die genannte erste Verzahnung (30) zu
der genannten zweiten Verzahnung (32) konjugiert ist
und daß der Eingriffswinkel am Kopf jedes Zahnes der
genannten zweiten Verzahnung (32) zwischen 2 und 16
Grad beträgt,
25
2. Hohlradpaarsystem nach Anspruch 1, wobei der Ein-
griffswinkel am Kopf jedes Zahnes der genannten zwei-
ten Verzahnung (32) 8 Grad beträgt.
- 30 3. Hohlradpaarsystem nach Anspruch 1, wobei das genannte
Ritzel (4) und das genannte Hohlrad (5) Bestandteile
eines Planetenradsystems darstellen.
4. Hohlradpaarsystem nach Anspruch 3, wobei das genannte
35 Planetenradsystem ein Gehäuse (1), eine Eingangswelle
(2) und einen Exzenter (3) auf der genannten Ein-

30.01.99

- 15 -

gangswelle (2) aufweist, wobei das genannte Ritzel
(4) auf dem genannten Exzenter (3) die Rotation be-
wirkt, und wobei es eine Ausgangswelle (7) aufweist,
die mit dem genannten Hohlrad (5) zur Rotation des-
5 selben verbunden ist und wobei das genannte Hohlrad
(5) eine Verringerung der Rotationsgeschwindigkeit
der genannten Ausgangswelle (7) in Bezug auf die ge-
nannte Eingangswelle (2) bewirkt.

10



1
FIG.

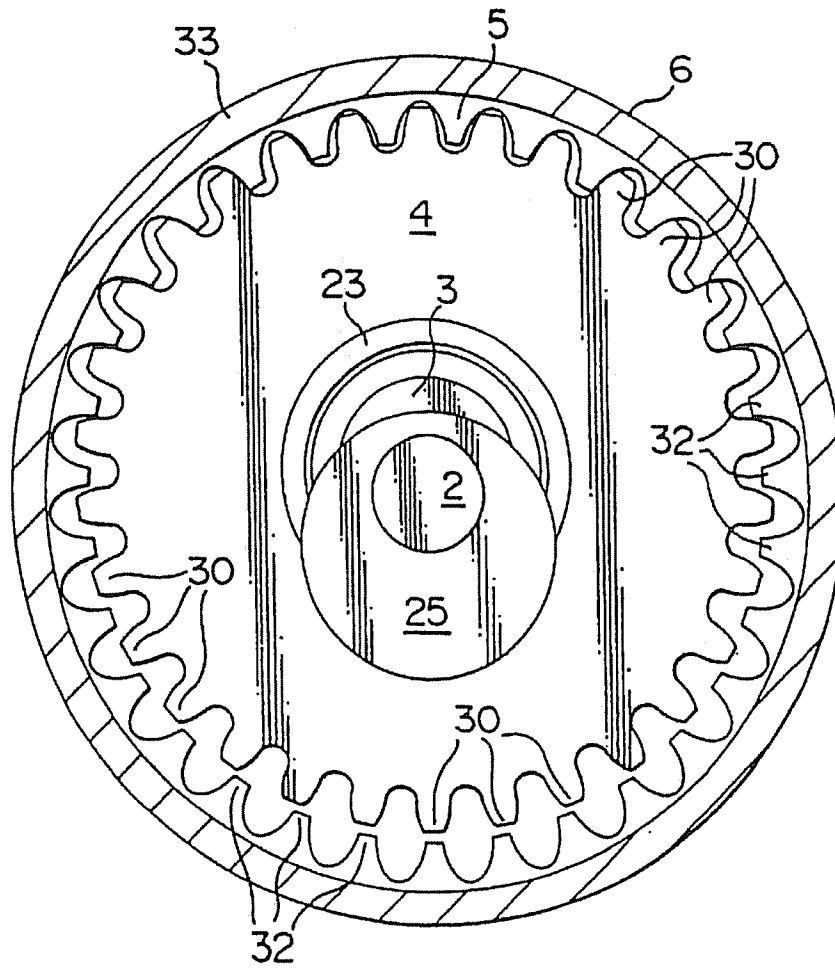


FIG. 2

